



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZDVIŽNÉHO POZIČNÍHO STOLU

DESIGN OF POSITIONAL TABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ZDENĚK KRATOCHVÍL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Zdeněk Kratochvíl

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh zdvižného pozičního stolu

v anglickém jazyce:

Design of lift positional table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvižný stůl u dopravní linky v hromadné výrobě pro zdvih palety s dopravovaným materiálem.

Technické parametry:

Rozměry palety 1200x800 mm

hmotnost nákladu 500kg

první pozice tratě od země 0,75m

druhá pozice 5,5m (od země)

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

Koncepci typu pohonu zvedání, funkční výpočet pohonu zdvihu, funkční výpočet pohonu podavače palet na stole, stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu.

Nakreslete:

Sestavný výkres zdvižného stolu, rám stolu, výkresy dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvižného pozičního stolu pro přepravu břemene s nosností 500 kg. Její hlavní náplní je výpočet pohonu zdvihu, výpočet pohonu podavače palet a stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu.

Abstract

This bachelor is concerned with the design of lifting positional table, which is used for transport of the weight of 500kg. The main goal is calculation of the lift drive, calculation of the pallet feeding drive and determination of the main dimensions of the positional table.

Klíčová slova

Zdviž, paletová zdviž, podavač palet, zdvižný poziční stůl

Keywords

Lift, pallet lift, pallet feeding, positional table

Bibliografická citace mé práce:

KRATOCHVÍL, Z. *Návrh zdvižného pojičního stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 33 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D.. Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 25. května 2012

.....
Zdeněk Kratochvíl

Poděkování

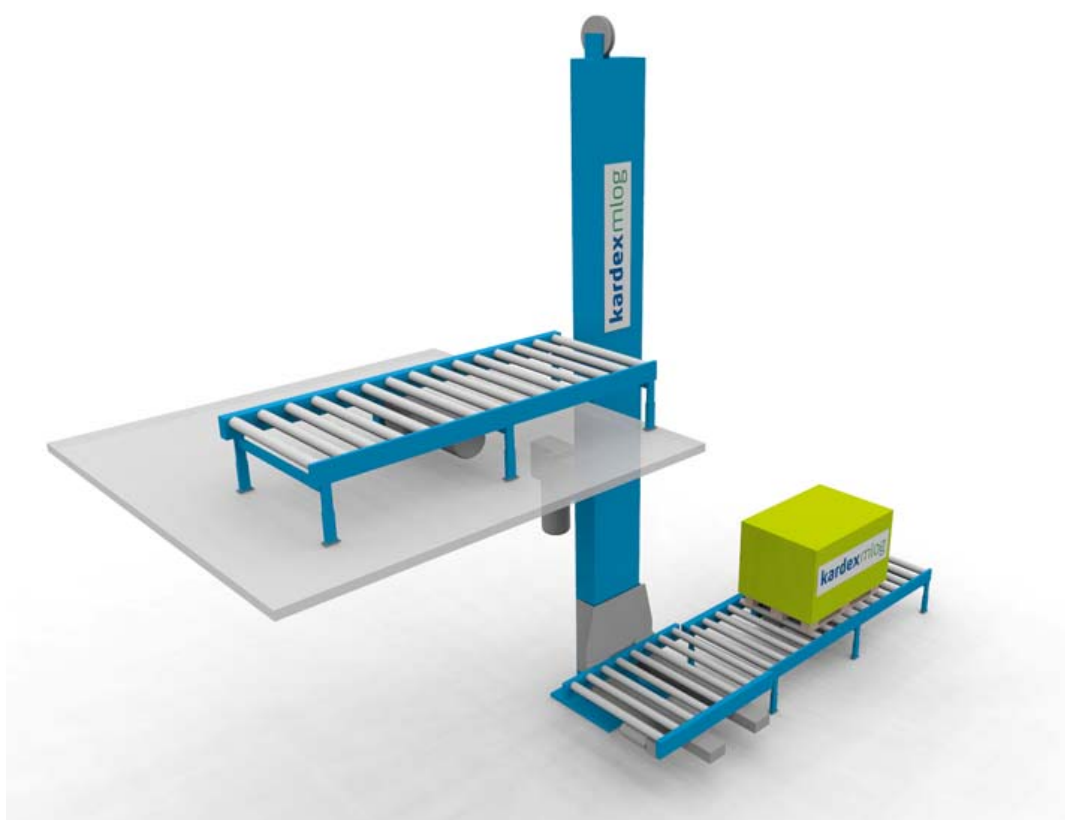
Děkuji vedoucímu mojí bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph. D. za připomínky, cenné rady a ochotu při vzniku této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat manželce a dětem za podporu po celou dobu studia.

Obsah

1 Úvod.....	9
2 Rozbor zadání	10
3 Návrh podavače palet	10
3.1 Volba poháněných válečků	10
3.2 Kontrola zatížení	10
3.3 Pohon válečků	11
3.4 Určení rozteče válečků	11
3.5 Výpočet hnací síly	12
3.6 Volba převodovky	14
3.7 Upevnění válečků	15
3.8 Kontrola rámu podavače	15
4 Konstrukce zdvižného stolu a rámu zdvihu	16
5 Pojezd	17
5.1 Pojezdová kola	15
5.2 Výpočet nosnosti pojezdových kol	15
6 Vyvažovací závaží	21
7 Motor zdvihu	21
7.1 Výpočet výkonu motoru	22
7.2 Kontrola zatížení hřídele motoru	23
7.3 Výpočet otáček motoru	23
8 Nosná lana	24
8.1 Volba nosného řemene	25
8.2 Upnutí řemene	25
9 Kontrolní výpočet nosných sloupů	26
Závěr	28
Seznam použitých zdrojů	29
Seznam použitých zkratk symbolů	31
Příloha	33

1 Úvod

Výtah (někdy nazývaný také zdviž) je dopravní prostředek z kategorie zdvihadel užívaný jako zdvihací zařízení pro dopravu osob nebo nákladů svislým nebo šikmým směrem po pevné dráze. Výtah je v podstatě plošina, která je tažena nebo tlačena mechanickými prostředky, nejčastěji lany, řetězy nebo hydraulicky. Moderní výtah bývá tvořen kabinou umístěnou ve výtahové šachtě. V minulosti byly výtahy poháněny vodou, párou nebo i lidskou silou, dnes převažuje elektrický pohon [6].



Obr. 01 Řešení paletové zdviže od firmy KARDEX MLOG[14]

2 Rozbor zadání

Zdvižný poziční stůl bude sloužit pro přepravu nákladu na dopravní lince v hromadné dopravě. Dopravní linka je tvořena válečkovou dráhou, na které se pohybuje náklad umístěný na europaletě. První pozice je 0,75m a druhá je ve výšce 5,5m nad zemí a zdvih tedy činí 4,75m. Konstrukce zdvižného stolu se bude skládat z podavače palet, zdvižného stolu a konstrukce pojezdu.

Rozměr europalety (ložná plocha).....1200x800mm

Hmotnost nákladu.....500kg

První pozice0,75m

Druhá pozice.....5,5m

3 Návrh podavače palet

Podávání palet je řešen jako poháněná válečková dráha. Pro pohon válečků je použit asynchronní motor se šnekovou převodovkou. Přenos krouticího momentu na jednotlivé válečky je zajištěn pomocí ozubeného řemene. Počet podávacích válečků je stanoven na 6 a rychlost pojezdu $v_p = 0,4 \text{ m.s}^{-1}$. Šířka válečkové dráhy je dána součtem šířky přepravovaného nákladu a vůle 50mm z obou stran, tedy 800mm a 100mm.

3.1 Volba poháněných válečků

Pro osazení podavače jsou použity válečky od italské firmy *TECNO RULLI* typ 15.28.2.9 dle katalogu z [1] str. 27, o jmenovitém průměru $D_v=60\text{mm}$ a délce $L_v=900\text{mm}$. Maximální zatížení jednoho válečku je $q_{max}=160\text{kg}$.

3.2 Kontrola zatížení

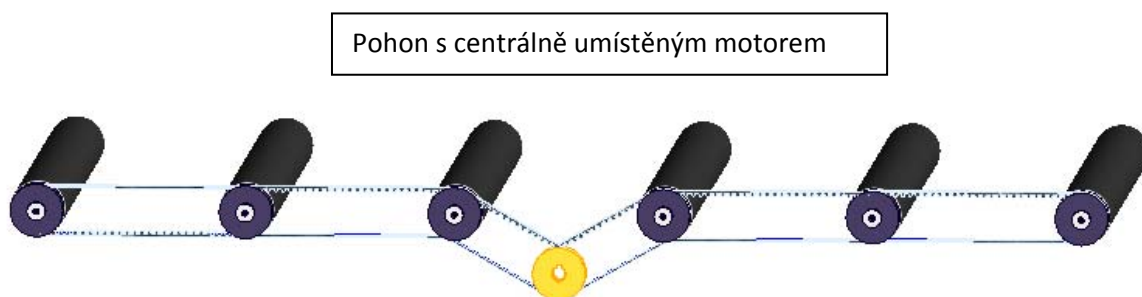
Zatížení q_v od přepravovaného nákladu připadající na jeden váleček lze vypočítat jako podíl maximálního zatížení m_{max} a počtu válečků k nacházející se v daném čase pod přepravovaným nákladem.

$$q_v = \frac{m_{max}}{k} = \frac{500}{6} = 83,3 \text{ kg} \quad (1)$$

Zatížení připadající na jeden váleček při rovnoměrném zatížení nepřesahuje 84kg a zvolené válečky jsou dostatečně dimenzovány.

3.3 Pohon válečků

Pro pohon je použit ozubený řemen, který dovoluje synchronní pohyb všech hnaných válečku s účinností až $\eta=0,99$ [2]. Pro vzájemný pohon válečků bude použit ozubený řemen od firmy *GATES CORPORATION*. Jedná se o polyuretanové řemeny řady *Poly Chain GT* s tažnou vložkou z uhlíkových vláken. Řemeny mají rozsah pracovních teplot od -54 do $+85^{\circ}\text{C}$. Typ 8M a šířka 12mm je dána výrobcem válečků. Dle doporučení výrobce válečků je možné zvolit umístění motoru v koncových bodech válečkové dráhy nebo uprostřed dráhy [1] str. 30. Při umístění motoru na začátku resp. konci válečkové dráhy dojde k nerovnoměrnému zatížení pozičního stolu, a proto je použité umístění motoru uprostřed válečkové dráhy viz. Obr. 02.



Obr. 02 Uspořádání válečkové dráhy s umístěním motoru

3.4 Určení rozteče válečků

Řemeny *Poly Chain GT* jsou vyráběny v uzavřených smyčkách a při návrhu válečkové dráhy je nutné této skutečnosti přizpůsobit rozteče válečků. Pro výpočet teoretické rozteče s_t je výchozí délka palety L_p , od které je odečtena délka 100mm a výsledná hodnota je podělena počtem mezer mezi válečky. Hodnota 100mm představuje předpokládanou toleranci polohy středu palety T_p od středu válečkové dráhy. Tato tolerance polohy palety zajišťuje umístění přepravovaného břemena na válečkové dráze tak, aby maximální hmotnost břemena m_{max} byla během přepravy mezi úrovněmi dopravní linky rozložena na všech válečcích.

$$s_t = \frac{L_p - T_p}{(k - 1)} = \frac{1200 - 100}{5} = 220\text{mm} \quad (2)$$

Hodnota 220mm je teoretická rozteč válečků. Skutečnou hodnotu je nutné upravit tak, aby vyhověla délkám vyráběných řemenů. Skutečná rozteč válečků je zvolena z tab. 1, a činí 224mm.

Tabulka 1. Rozestup hnaných válečků (převzato z [1] str. 27)

Tabelle 155 EMPFOHLENER THEORETISCHER ROLLENACHSABSTAND DISTANCIA ENTRE EJES TEÓRICA ACONSEJADA DE LOS RODILLOS																
Typ tipo	D	Z	S	Riementyp tipo correa	* Codebezeichnung für Riementwicklung código de designación longitud correa											
					248	288	352	416	456	480	544	608	640	720	800	896
					l=mm Rollenachsabstand distancia entre ejes de los rodillos											
12.29.1.8	50	18	18	PCGT - 8M - * - 12	52	72	104	136	156	168	200	232	248	288	328	376
15.29.2.9	60	20	20	PCGT - 8M - * - 12		64	96	128	148	160	192	224	240	280	320	368
15.29.3.10	76	22	22	PCGT - 8M - * - 12			88	120	140	152	184	216	232	272	312	360
15.29.4.10																412
15.29.4.11	89	22	22	PCGT - 8M - * - 21				120	140	152	184	216	232	272	312	360
20.29.5.11		25	25	PCGT - 8M - * - 21				108	128	140	172	204	220	260	300	348
25.29.6.11		28	28	PCGT - 8M - * - 21				96	116	128	160	192	208	248	288	336
25.29.7.11		28	28	PCGT - 8M - * - 36				96	116	128	160	192	208	248	288	336

Dle zvolené rozteče S_s je proveden kontrolní výpočet tolerance polohy T_p tělesa na válečkové dráze.

$$T_p = L_p - (S_v(k - 1)) = 1200 - (224 \cdot 5) = 80 \text{ mm} \quad (3)$$

Tolerance 80mm je dostatečná pro zastavení palety v požadované poloze na dráze. V sestavě je užito řemenů dvou délek. Delší řemeny o délce 608mm obstarávají přenos krouticího momentu vzájemně mezi válečky a kratší řemeny o délce 480mm přenáší krouticí moment od převodovky na první hnané válečky. Kratší řemeny jsou zvoleny s ohledem pro dosažení menší zástavbové výšky motoru s převodovkou. Uspořádání hnacích řemenů je patrné z Obr. 03.



Obr. 03 Uspořádání hnacích řemenů

3.5 Výpočet hnací síly

K volbě hnacího motoru a převodovky pro pohon válečkové dráhy je třeba znát požadované otáčky a krouticí moment na výstupu z převodovky. Převodovka bude na výstupu osazena řemenicí se stejným počtem zubů, jaký mají válečky. Otáčky na výstupu z převodovky tedy budou stejné jako požadované otáčky válečků. Otáčky válečků jsou odvozeny z rychlosti pojezdu palet po válečkové dráze, kde rychlost v_p v metrech za sekundu je podělena obvodem válečků.

$$n_v = \frac{v_p}{\pi \cdot D_v} = \frac{0,4}{\pi \cdot 0,06} = 2,12 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

Většina výrobců převodovek udává výstupní otáčky za minutu. Z tohoto důvodu je potřeba výslednou hodnotu převést na otáčky za minutu.

$$n_p = 2,12 \cdot 60 = 127,2 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5)$$

Krouticí moment potřebný na výstupu z převodovky M_p je vypočten jako podíl potřebného výkonu P_{skut} k úhlové rychlosti válečku ω_v .

$$M_p = \frac{P_{skut}}{\omega_v} \quad (6)$$

Pro stanovení skutečného výkonu pro pohon válečkové dráhy je nutné vynásobit teoretický výkon účinností řemenových převodů. Ozubený řemen pracuje dle [2] str.17 s účinností až $\eta=0,99$. Pro výpočet skutečného výkonu pohonu válečků je použita hodnota účinnosti $\eta=0,95$.

$$P_{skut} = P_{teo} \cdot \eta \quad (7)$$

Teoretický výkon P_{teo} potřebný pro pohon válečkové dráhy je dán součinem pasivních odporů F_o a požadované rychlosti v_p .

$$P_{teo} = F_o \cdot v_p \quad (8)$$

Pasivní odpory představuje zatížení válečku vynásobené ramenem valivého odporu vztahované na poloměr válečku.

$$F_o = \frac{\xi \cdot F_n}{R} = \frac{\xi \cdot q_v \cdot g \cdot k}{R} = \frac{0,0012 \cdot 83,3 \cdot 9,81 \cdot 6}{0,03} = 196,1 \text{ N} \quad (9)$$

Kde ξ je rameno valivého odporu působící ve styku ploch palety a pláště válečku. Pro materiál stykových ploch ocel – dřevo činí hodnota valivého odporu dle [3] $\xi=0,0012 \text{ m}$. Normálová síla F_n je síla působící od hmotnosti přepravovaného nákladu.

Dosazením pasivního odporu do rovnice (8) je získán teoretický potřebný výkon pro pohon válečkové dráhy.

$$P_{teo} = F_o \cdot v = 196,1 \cdot 0,4 = 78,44 \text{ W} \quad (10)$$

Následným dosazením do vzorce (7) je určen skutečný výkon.

$$P_{skut} = P_{teo} \cdot \eta^{-6} = 78,44 \cdot 0,95^{-6} = 106,7W \quad (11)$$

Šestá mocnina u účinnosti představuje počet použitých řemenů. Dosazením skutečného výkonu do (6) je určen potřebný krouticí moment na výstupu převodovky.

$$M_p = \frac{106,7}{2 \cdot \pi \cdot 2,12} = \frac{106,7}{13,32} = 8,2 Nm \quad (12)$$

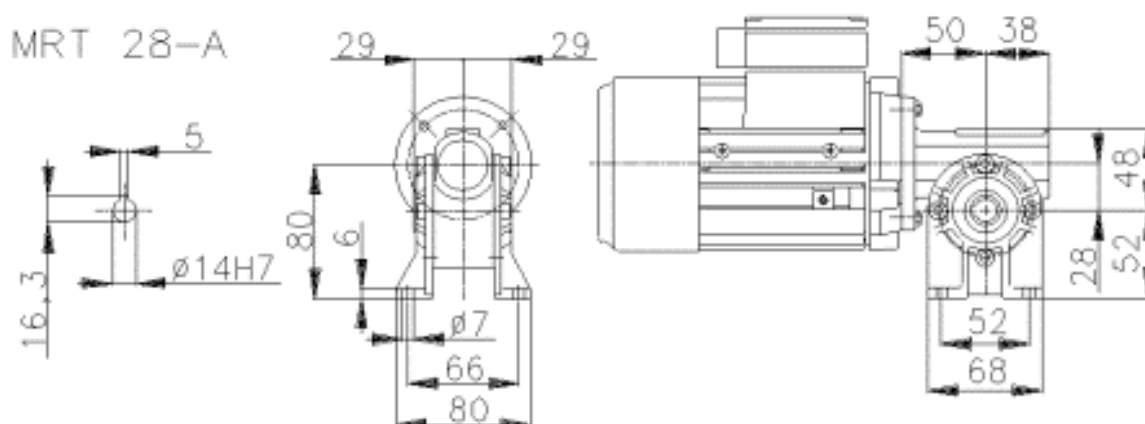
Hustota přenášeného výkonu pro ozubený řemen **Poly Chain GT** 1,4kW na milimetr šířky řemenu při 1000 ot/min [7]. Při šířce 11,2 mm je maximální možný přenášený výkon 15,68kW.

3.6 Volba převodovky

Na základě vypočítaných parametrů je zvolena šneková převodovka od firmy *TOS ZNOJMO* s typovým označením MRT 28-A. Převodovka má vnitřní převodový poměr $i=7,5$ a je poháněna 6pólovým motorem o výkonu 0,229kW. Převodovka je patkového provedení pro upevnění do rámu zdviže *Obr. 04*.

Charakteristické vlastnosti šnekových převodovek [4]:

- Velký převodový poměr 5 - 100 realizovaný pouze jedním převodem
- Bezhluchý provoz
- Vysoká zatížitelnost
- Samosvornost
- Nízká hmotnost
- Snadná integrace do konstrukce stroje



Obr. 04 Připojovací rozměry šnekové převodovky MRT 28-A (převzato z [4] Výběr převodovky)

V Tab. 2 jsou uvedeny základní hodnoty zvoleného šnekového převodu.

Tabulka 2. Rozestup hnanych válečků (převzato z [4] tabulka 8.1.1)

Maximální hodnoty P_1, M_2 pro $S_m = 1$																		
Typ	i	$n_1 - 1700 \text{ [min}^{-1}\text{]} (4p - 60 \text{ Hz})$				$n_1 - 1400 \text{ [min}^{-1}\text{]} (4p - 50 \text{ Hz})$				$n_1 - 1100 \text{ [min}^{-1}\text{]} (6p - 50 \text{ Hz})$				$n_1 - 900 \text{ [min}^{-1}\text{]} (6p - 50 \text{ Hz})$				η_s
		n_2	P_1	M_{2max}	η	n_2	P_1	M_{2max}	η	n_2	P_1	M_{2max}	η	n_2	P_1	M_{2max}	η	
RT		[min ⁻¹]	[kW]	[Nm]	[%]	[min ⁻¹]	[kW]	[Nm]	[%]	[min ⁻¹]	[kW]	[Nm]	[%]	[min ⁻¹]	[kW]	[Nm]	[%]	[%]
MRT																		
28	7,5	226,7	0,336	12	84,7	186,7	0,316	14	83,4	146,7	0,264	14	81,5	120	0,229	15	79,4	85,4
	10	170	0,263	13	84,5	140	0,247	14	83,2	110	0,206	15	81,2	98	0,194	16	79,1	82,1
	15	113,3	0,188	13	78,7	93,3	0,178	14	77,0	73,3	0,150	15	74,4	60	0,144	17	71,9	52,9
	20	85	0,141	12	75,7	70	0,139	14	73,8	55	0,118	15	70,7	45	0,108	16	67,9	49,8
	25	68	0,133	13	69,4	56	0,131	15	67,2	44	0,112	16	63,9	36	0,105	17	60,9	41,4
	30	56,7	0,141	16	65,1	46,7	0,132	17	62,8	36,7	0,110	17	59,4	30	0,100	18	56,3	36,4
	40	42,5	0,103	14	60,5	35	0,098	16	58,0	27,5	0,085	16	54,4	22,5	0,078	17	51,2	32,5
	50	34	0,083	13	55,7	28	0,079	15	53,5	22	0,067	15	51,2	18	0,064	16	47,1	30,2
	60	28,3	0,058	9	45,6	23,3	0,062	11	43,5	18,3	0,051	11	41,1	15	0,051	12	37,2	26,4
	80	21,3	0,036	7	43,2	17,5	0,040	9	41,0	13,8	0,033	9	39,8	11,3	0,033	10	35,8	26,1

3.7 Upevnění válečků

Válečky jsou upevněny do rámu pomocí šroubů M8x35 s plochou kruhovou podložkou. Podélné nosníky zhotovených z dvou tenkostěnných profilů 60x40x3 ČSN EN 10162 mají oválné upevňovací díry, které dovolují posunutí válečku. Tyto otvory slouží pro srovnání válečků tak, aby osa rotace byla vždy kolmá k ose pojezdu. Oválné otvory šroubů také kompenzují výrobní nepřesnosti rámu podavače stejně jako nepřesnosti výroby řemenů. Usnadňují také případnou výměnu řemene.

3.8 Kontrola rámu podavače

Pro kontrolní výpočet deformací a napětí vznikajících vlivem přepravovaného břemene je zvolen vnější podélný nosník. Tento nosník je nejdelší a při výpočtu je možné jej uvažovat jako nosník uložený na dvou podporách. Vnitřní nosník je uložen v rámu a podepřen v celé délce a tohoto důvodu není nutné u něj provádět kontrolní výpočet. Vzhledem k rozložení hmotnosti je možné působení sil uvažovat jako spojitě zatížení. Hodnota spojitě zatížení je dána součtem hmotnosti nákladu a hmotnosti válečku vynásobené gravitačním zrychlením. Výsledná hodnota je podělena počtem nosníků.

$$q_v = \frac{m_{\max} + k \cdot m_v}{2} \cdot g = \frac{500 + 6 \cdot 6,1}{2} \cdot 9,81 = 2632 \text{ N} \quad (13)$$

Dalším krokem je určení velikosti ohybového momentu M_o dle vzorce [15] str.45.

$$M_o = \frac{q_v l_v^2}{8} = \frac{2632 \cdot 1,716^2}{8} = 564,564 \text{ Nm} \quad (14)$$

Pro výpočet napětí v ohybu je nutné znát ohybový modul v průřezu W , který určíme dle [15] str. 41.

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{0,04 \cdot 0,06^3 - 0,036 \cdot 0,052^3}{6 \cdot 0,06} = 9,939 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (15)$$

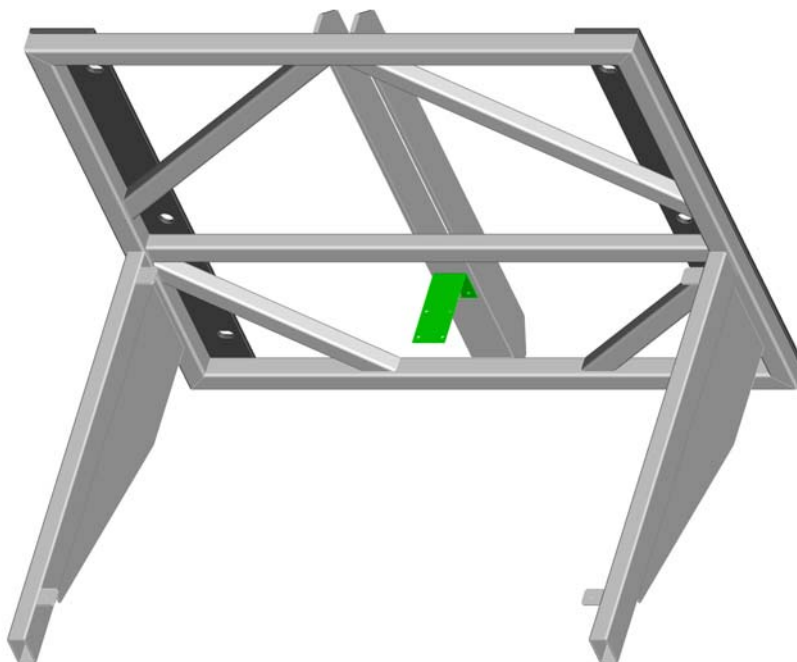
Výsledné napětí v ohybu je dáno podílem ohybového momentu a modulu průřezu.

$$\sigma = \frac{M_o}{W} = \frac{564,564}{9,939 \cdot 10^{-6}} = 56802897,68 = 56,8 Mpa \quad (16)$$

$$k_n = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{196}{56,8} = 3,45 \quad (17)$$

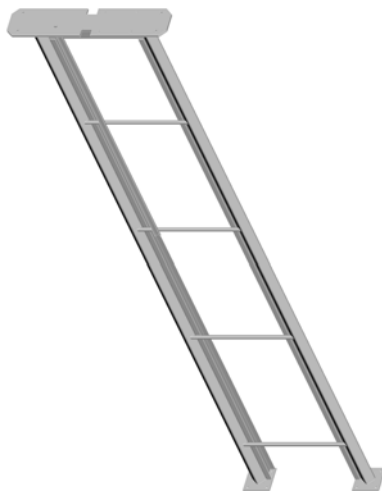
4 Konstrukce zdvižného stolu a rámu zdvihu

Zdvižný stůl je svařované konstrukce z ocelových profilů na kterém bude upevněn podavač palet, motor s převodovkou pro pohon podavače palet a konzoly s pojezdovými koly pro vertikální pojezd stolu. Základ tvoří čtverec z uzavřeného profilu TR 4HR 50x4 ČSN EN 10219-2 s výztuhami tvořenými profily TR OBD 50x40x4 ČSN EN 10219-2. Příčné nosníky jsou z TR OBD 80x40x4 ČSN EN 10219-2 doplněné o výztuhy z 4mm silného plechu pro zvýšení tuhosti. Na zadní straně jsou navařeny desky z 10mm silné oceli které budou sloužit pro připevnění konzoly s pojezdovými koly viz obr 05.



Obr. 05 Nosný rám

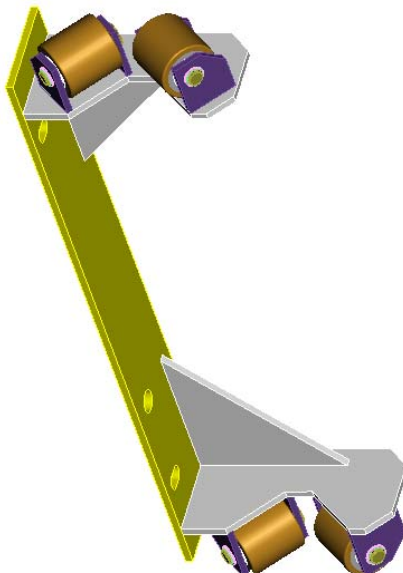
Zdvižný stůl při přesunu na druhou pozici jezdí po dvou sloupech zhotovených z profilu TR 4HR 100x8 ČSN EN 10219-2. Tyto sloupy jsou ve spodní části ukotveny do podlahy a v horní části jsou kotveny do konstrukce budovy. Mezi vnitřní strany jsou navařeny příčky vyrobené z TR 4HR 30x3 ČSN EN 10219-2 ke kterým jsou přivařeny profily U 120x50x3 ČSN EN 10162 které slouží pro vedení závaží *Obr. 06*.



Obr. 06 Nosná konstrukce

5 Pojezd

Konzole pro pojezd tvoří svarek zhotovený z pásové oceli 11 523 o síle 10mm na kterém jsou umístěny dva páry kol. Pojezdová kola jsou v páru pod úhlem 90°.



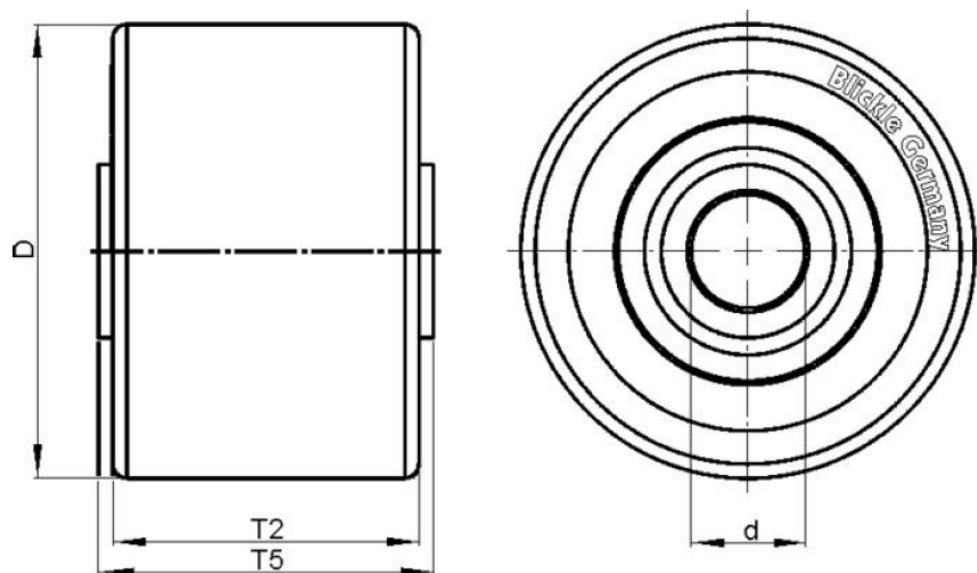
Obr. 07 Konzole s pojezdovými koly

5.1 Pojezdové kola

Pro pojezd rámu na nosných profilech jsem použil pojezdová kola, která se používají jako pojezdová kola u paletizačních vozíků od firmy BLICKE s označením HTH 80x80/20-80K. Kola mají pojezdovou plochu vyrobenou z polyuretanu a disk kola zhotovený z ocelové trubky se zalisovanými ložisky. Běhoun z polyuretanu Blickle Extrathane®, pevně nalitý, barva-světle hnědá, bezestopý, 92° Shore A, elastický, oděruvzdorný, vysoce odolný proti proříznutí a dalšímu trhání, nebarví kontaktní materiály, šetří jízdní povrch, tichý chod, nízký valivý odpor, velmi dobré chemické spojení s diskem kola [5].

Tabulka 3. Technické údaje kola BLICKLE typ HTH 80x80/20-80K [5].

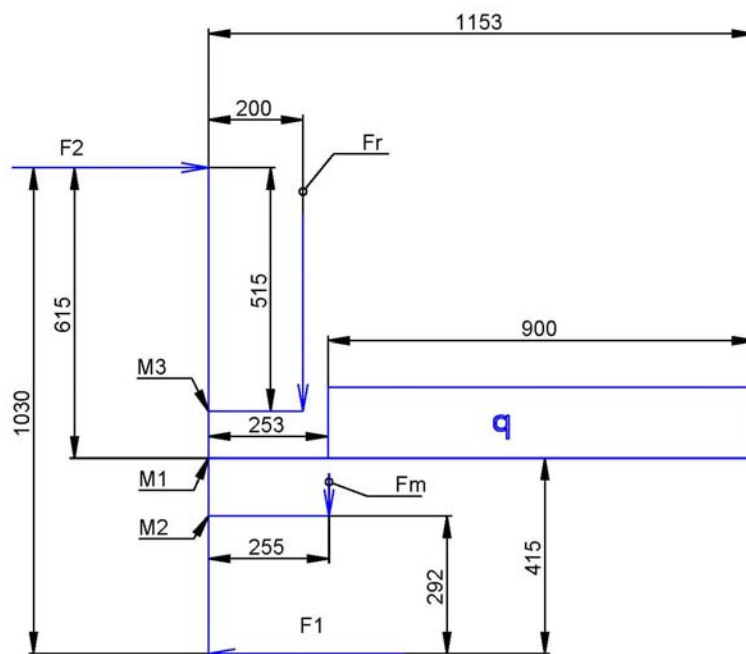
Ø kola	80	mm	(D)
šířka kola	80	mm	(T2)
nosnost	570	kg	
druh ložiska	kuličkové ložisko		
kuličkové ložisko	6204 ZZ		
Ø uložení ložiska	0	mm	(S)
hloubka uložení ložiska	0	mm	(t)
Ø otvoru na osu	20	mm	(d)
upínací délka	80	mm	(T5)
Kusová hmotnost	1.18	kg	
Teplotní odolnost od	-20	°C	
Teplotní odolnost do	90	°C	
Tvrdost běhounu	92°	Shore A	



Obr. 08 Pojezdová kola BLICKLE typ HTH 80x80/20-80K

5.2 Výpočet nosnosti pojezdový kol

Pro stanovení nosnosti je nutné znát vlastní zatížení připadající na jednotlivá kola. Pro kontrolu na zatížení kol je možné uvažovat pouze ve směru zatížení od přepravovaného břemene. Na Obr. 09 jsou vyznačený rozměry a působíště sil důležité pro výpočet zatížení kol.



Obr. 09 Zatížení pojezdových kol

F1- Výsledná síla působící na spodní pojezdová kola

F2- Výsledná síla působící na horní pojezdová kola

Fr- Působení síly od hmotnosti zdvižného rámu

Fm- Působení síly od hmotnosti motoru a převodovky podavače palet

M1- Zátěžový moment

M2- Zátěžový moment

M3- Zátěžový moment

q_{\max} – Spojité zatížení od přepravovaného břemene

$$M1 = q_{\max} \cdot g \cdot 0,9 \cdot \left(\frac{0,9}{2} + 0,253 \right) = 565,85 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \cdot (0,45 + 0,253) \quad (18)$$

$$M1 = 3512,11 Nm \quad (19)$$

$$M2 = Fm \cdot 0,255 = 12 \cdot 9,81 \cdot 0,255 \quad (20)$$

$$M2 = 30,02 Nm \quad (21)$$

$$M3 = Fr \cdot g \cdot 0,2 = 134,98 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \quad (22)$$

$$M3 = 264,83 Nm \quad (23)$$

Výslednou sílu je vypočtena jako podíl momentu a délky ramene do místa působení síly.

$$F1 = \frac{M1}{0,415} + \frac{M2}{0,292} + \frac{M3}{0,515} = 8462,92 + 102,81 + 514,23 \quad (24)$$

$$F1 = 9079,96 N \quad (25)$$

$$F2 = \frac{M1}{0,615} + \frac{M2}{0,738} + \frac{M3}{0,515} = 5710,75 + 40,68 + 514,23 \quad (26)$$

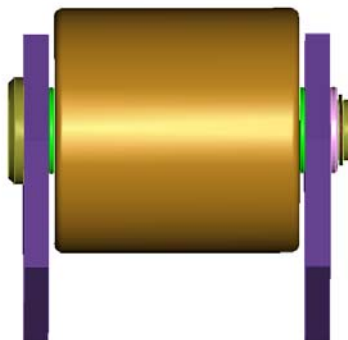
$$F2 = 6265,67 N \quad (27)$$

Nejvíce zatížená kola jsou spodní kola pojezdu, kde síla při plném zatížení 9079,96N. Vydělením počtem kol a gravitačním zrychlením je určena hodnota zatížení kol v kilogramech pro porovnání s hodnotou udávanou výrobcem.

$$F1 = 9079,96 N = \frac{9079,96}{2 \cdot 9,81} = 462,8 kg \quad (28)$$

Maximální dovolené zatížení kola činí 570kg – z pohledu zatížení kola vyhovují.

Kola jsou upevněna do konzoly svařené z ocelových plechů a vymezena distančními podložkami *Obr. 10*, které zamezují otěru kola o konzolu a kompenzují výrobní nepřesnosti. Čep kola o průměru 20k6 je zhotoven z materiálu 11 600 a je zajištěn podložkou a zajištěna pojistným kroužkem 20 ČSN 02 2930. Celá konzole je upevněna na rám zdvižného stolu šrouby M20 s maticí. Oválné díry v konzole pro šrouby slouží k vymezení vůle pojezdu viz. *Obr. 7*. Maximální provozní rychlost zvolených pojezdových kol je 4km.h⁻¹.



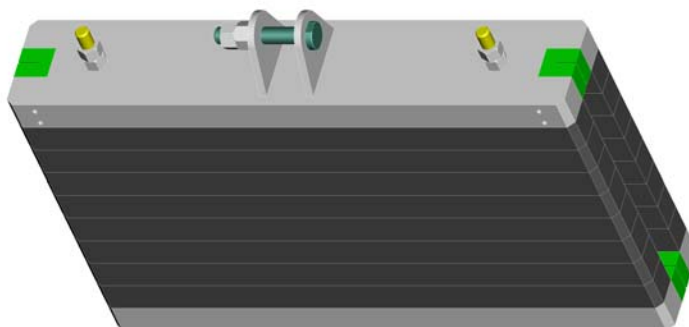
Obr. 10 Uchycení pojezdových kol

6 Vyvažovací závaží

Závaží vyvažuje zcela hmotnost zdvižného rámu s podavačem palet a část hmotnosti břemene (40 až 50 %) [9]. Vyvážení slouží k odlehčení zvedaného břemene a snížení požadavku na výkon motoru zdvihu.

Hmotnost břemene	500 kg
Hmotnost pohyblivých částí	212,9 kg
Požadovaná hmotnost závaží	412,9 - 462,9 kg

Vrchní a spodní díl závaží je zhotoven z pásové oceli o síle 50mm a šířce 150mm. Ve kterém jsou drážky pro vodící vložky. Vodící vložky jsou zhotoveny z materiálu *ZEDEX 100*. ZEDEX 100 je termoplastický materiál se dobrými kluznými vlastnostmi a širokým záběrem použití, jehož výhody vyniknou při provozu "za sucha" - bez mazání. Má nízkou míru opotřebení, vysokou zatížitelnost, dokáže dobře tlumit vibrace a do značné míry tolerovat geometrické nepřesnosti kluzné plochy [6]. Mezi horním a spodním dílem jsou vloženy litinové desky pro zvýšení hmotnosti, které jsou staženy svorníky o $\varnothing 20\text{mm}$. K hornímu dílu jsou navařeny oka pro připevnění nosného lana. Celková hmotnost závaží je 451,69kg.



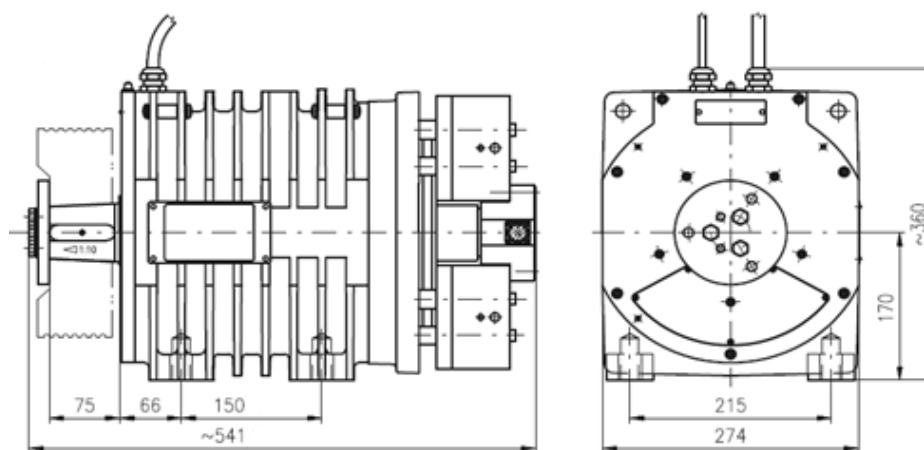
Obr. 11 Závaží

7 Motor zdvihu

Pro pohon zdviže je použit motor od firmy VUES Brno s.r.o s typovým označením SVM 170-12. Jedná se o motor s permanentními magnety na rotoru, které disponují vysokým krouticím momentem při nízkých otáčkách. Výhodou tohoto řešení je, že odpadá nutnost použití převodovky pro snížení otáček a lanové kolo je umístěno přímo na hřídeli rotoru čímž se dosahuje vysoké účinnosti ve srovnání s klasicky řešeným výtahovým pohonem. Absencí převodovky odpadá také údržba spojená s kontrolou a výměnou olejové náplně. Nezadatelnou výhodou je i nízká hmotnost a malé nastavbové rozměry viz *obr. 12*. Motor je napájen přes měnič kmitočtu. Typ SVM 170-12 je kompaktní motor s integrovanou brzdou a čidlem otáček se zatížením volného konce hřídele do 25kN. Celková hmotnost motoru včetně brzdy je 266kg.

Tabulka 4. Technické údaje motoru SVM 170-12 (převzato z [8])

Typ motoru	SVM170-06	SVM170-12
Jmen. moment S3-40%	220 Nm	420 Nm
Maximální moment	480 Nm	960 Nm
Jmenovité otáčky	do 300 min ⁻¹	
Tvar	IM B3	
Krytí	IP 43	
Chlazení	IC 410	
Třída izolace	H	
Brzda	Mayr RSR 400	
Pro jmenovité zatížení	do 630 kg	do 1000 kg



Obr. 12 Připojovací rozměry motoru SVM 170-12 [8]

7.1 Výpočet výkonu motoru

Teoretický výkon P_{tz} motoru je určen obdobným způsobem jako v kapitole 3.5. Základ pro výpočet potřebného výkonu pro zvedání břemene je hmotnost přepravovaného nákladu, hmotnost zdvižného stolu a odporová síla od zatížení pojzdových kol. Od hmotnosti zdvižného stolu a nákladu je nutné odečíst hmotnost závaží.

$$P_{tz} = F_{oz} \cdot v_z \quad (29)$$

Kde F_{oz} představuje sílu od hmotnosti zvedaného břemene a valivý odpor pojzdových kol od které je odečtena hmotnost protizávaží a v_z značí rychlost zdvihu.

Celková hmotnost pohyblivých částí 712,83 kg = 6992,86N

Hmotnost závaží 451,69kg = 4431,08N

Valivý odpor pojezdových kol F_{op} je dán zatížením a ramenem valivého odporu ze styku kola a pojezdové plochy. Rameno valivého odporu činí $\xi_z=0,002m$ [3].

$$F_{op} = \frac{[(F_1 + F_2) \cdot \xi_z]}{R} = \frac{(6265,67 + 9079,96) \cdot 0,002}{0,04} = 767,28N \quad (30)$$

$$F_{oz} = 6992,86 - 4431,08 + 767,28 = 3329,06N \quad (31)$$

Dosazením do vzorce (25) dostaneme teoretický výkon motoru.

$$P_{tz} = F_{oz} \cdot v_z = 3329,06 \cdot 0,6 = 1997,43W \quad (32)$$

Potřebný moment na hřídeli je vypočítán ze známého vzorce.

$$M = F \cdot s \quad (33)$$

Kde F představuje potřebnou sílu pro zdvih a s značí poloměr řemenice motoru.

$$M = 3329,06 \cdot 0,1 = 332,906Nm \quad (34)$$

Výslednou hodnotu je porovnávána se jmenovitým momentem S3-40% - motor je dostatečně dimenzován a nebude docházet k přehřívání motoru.

7.2 Kontrola zatížení hřídele motoru

Konec hřídele je možno zatížit maximálně silou 25kN. Skutečné zatížení motoru F_{cv} je dáno celkovým součtem hmotností všech pohybujících se částí.

$$F_{cv} = 6992,86 + 4431,08 = 11423,94N \quad (35)$$

7.3 Výpočet otáček motoru

Provozní otáčky motoru n_m jsou dány konstrukcí vinutí motoru. Z tohoto důvodu je potřebné vypočítat provozní otáčky motoru, které budou zadány při objednání motoru. Základ pro výpočet otáček je rychlost zdvihu $v_z=0,6ms^{-1}$ a průměr řemenice $D=200mm$.

$$n_m = \frac{v_z}{\pi \cdot D} = \frac{0,6}{2 \cdot \pi \cdot 0,1} = 0,955 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \quad (36)$$

Výslednou hodnotu je nutné převést na otáčky za minutu.

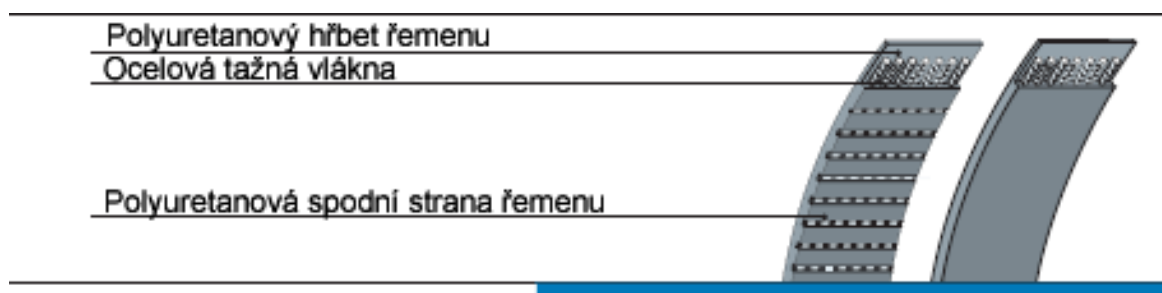
$$n_m = 0,955 \cdot 60 = 57,3 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (37)$$

8 Nosná lana

Jako nosný orgán pro zdvih jsou nejčastěji použita ocelová lana. K nejnovějším trendům v oblasti výtahových aplikací patří nahrazení ocelových lan plochými polyuretanovými řemeny. Použití plochých řemenů se v posledních letech výrazně rozšířilo v oblasti pohonů výtahů, např. firmy Otis, kde byla nahrazena klasická ocelová lana řemenem Conti Polyflat vyrobeným z vysoce pevnostních ocelových vláken a houževnatého polyuretanu. Proti klasickým ocelovým lanům zaručují řemeny mnohem klidnější chod, omezují hlučnost a vibrace v kabině, jsou o 20 % lehčí a mají přibližně 3x vyšší životnost. Polyuretanové ploché řemeny Conti Polyflat se vyrábějí v mnoha variantách a provedeních podle požadavků zákazníka, podle druhu materiálu a uspořádání, podle způsobu namáhání apod. Vyrábějí se v šířkách od 10 do 120 mm, v provedeních HP, XHP, HS, XHS, XXHS, HF a s tažnými vlákny z nerezové oceli HP-Niro. Nejpevnější provedení XXHS s tažným vláknem o průměru 4,1 mm má hodnotu přenášené síly až 10 kN na 1 cm šířky. Hodnoty pro jednotlivé řemeny najdete v technickém katalogu nebo na internetových stránkách. Běžné zesílené provedení F30XHP má průměr vláken 3 mm, šířku 30 mm a disponuje minimální pevností při přetržení 36 kN, což představuje hmotnost 3 malých osobních automobilů. Conti Polyflat nacházejí použití zejména v mycích linkách, zdvihacích systémech, výtazích, vysokozdvížných vozících, manipulačních a skladovacích systémech, zdvihacích stolech nebo moderních profesionálních fitness strojích [9].

Vlastnosti:

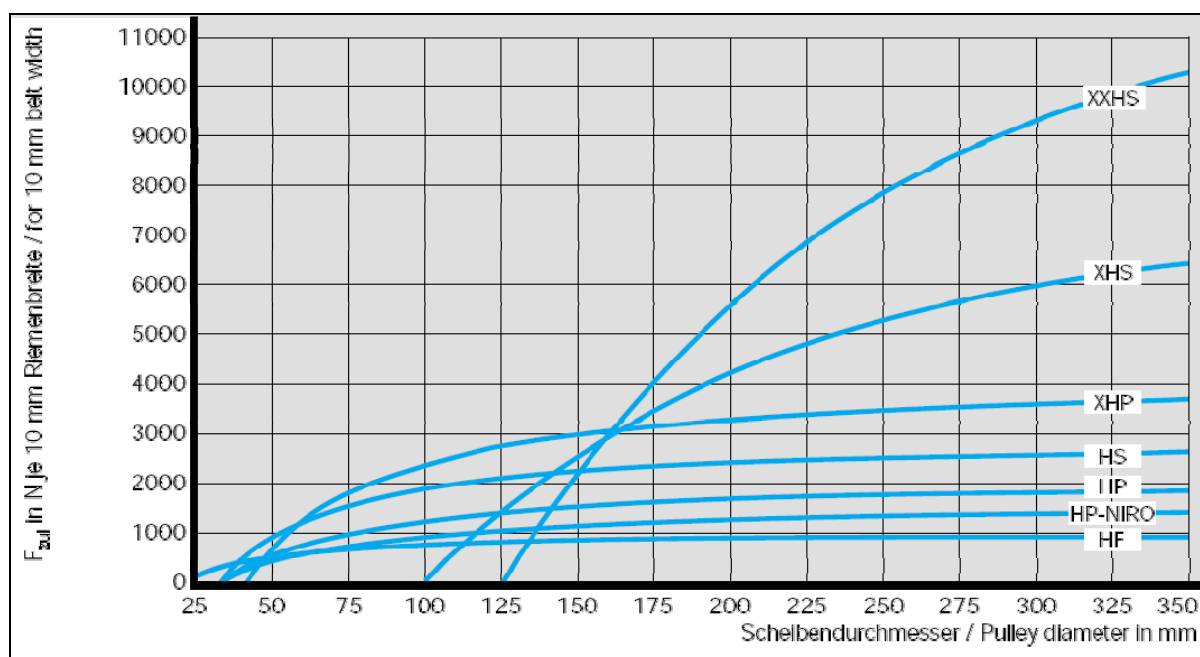
- vysoký přenášený výkon a dlouhá životnost
- odolnost vůči oleji, benzínu, benzolu, UV záření a ozónu
- odolnost vůči otěru, bez nutnosti údržby
- teplotní odolnost podle způsobu použití od -30°C do +80°C



Obr. 13 Konstrukce plochých polyuretanových řemenů [11]

8.1 Volba nosného řemenu

Základním parametrem pro určení řemenu je požadovaná nosnost řemene. Ta je dána součtem pohyblivých částí zdviže, přepravovaného břemene a odporů pojezdu. Pro zdvih je zvolen řemen série HS o šířce 50 mm. Maximální zatížení řemenu je odvozena z *Grafu 1* pro průměr řemenice 200mm a činí 12500N. Mez pevnosti řemenu udávána výrobcem je trojnásobek maximálního zatížení.



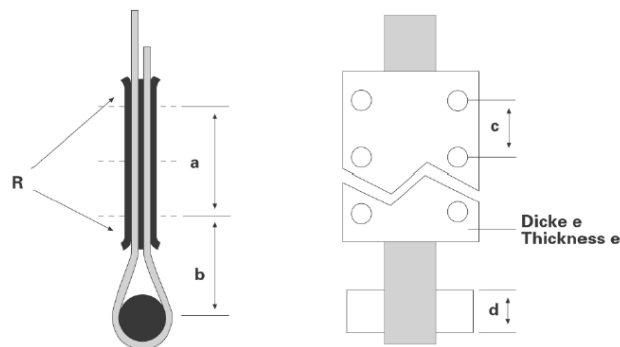
Graf 1. Zatížení nosných řemenů (převzato z [12] str. 9)

Největší zatížení F_{oz} je při zdvihu na straně zvedaného břemena a je dáno součtem síly od hmotnosti zdvižného stolu, přepravovaného nákladu a od odporové síly pojezdu.

$$F_{oz} = 6992,86 + 767,28 = 7760,14 \text{ N} \quad (38)$$

8.2 Upnutí řemene

Konce řemenu jsou otočený kolem nosného čepu a vzájemně staženy pomocí upínacích ocelových desek. Základní rozměry upínacích desek jsou dány výrobcem nosného řemene viz *Obr. 14*.



Belt Type		HF	HP	HS	XHP	XHS	XXHS*
a [mm]	min.	50	50	80	120	180	240
b [mm]	min.	30	30	45	75	120	160
c [mm]	ca.	25	25	25	30	30	30
Ød [mm]	min.	20	20	30	50	80	120
e [mm]	min.	3	4	4	5	7	9
Radius R	min.	10	10	15	25	40	60
Schraube / Bolt		M6	M6	M8	M10	M12	M12

Obr. 14 Upnutí konců řemene (převzato z [13] str. 5)

9 Kontrolní výpočet nosných sloupů

Nosné sloupy jsou nejvíce zatěžovaným prvkem celé sestavy. Jsou namáhány tlakem od hmotnosti pohyblivých částí, hmotnosti přepravovaného břemene a od hmotnosti motoru zdvihu. Z tohoto důvodu je u nosných sloupů nutné provést kontrolní výpočet.

Kontrolní výpočet na vzpěr se skládá z několika částí. V první části se určí mezní štíhlost prutu. Nejdříve je však nutné určit poloměr osového kvadratického momentu průřezu i .

$$i_v = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{4,185 \cdot 10^6}{2724}} = \sqrt{1536,344} = 39,2 \quad (39)$$

Kde S představuje plochu průřezu a J značí polární moment profilu. Hodnota i se dosadí do vzorce pro výpočet štíhlosti prutu.

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{6360}{39,2} = 162,25 \quad (40)$$

Dále se určí mezní štíhlost λ_M .

$$\lambda_M = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{196}} = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot 32,733 = 145,43 \quad (41)$$

Kde α představuje uložení nosných sloupů. V této úloze je možné uvažovat sloupy jako vetknuté ve spodní části a horní upevnění jako obecnou podporu. U takto uvažovaného uložení činí hodnota α dle [10] str. 231 $(\sqrt{2}) \cdot \pi$. E značí modul pružnosti v tahu a σ_K představuje mez kluzu pro daný materiál. Jelikož je štíhlost menší než mezní štíhlost je nosný sloup při zatížení v oblasti elastického vzpěru. Následuje výpočet bezpečnosti sloupu k_s , které je dána poměrem síly kritické F_v a síly F představující zatížení. Pro výpočet kritické síly F_v je použit vzorec z [10] str. 220. Síla F je dána součtem hmotností pohyblivých částí, přepravovaného břemene a hmotnosti motoru zdvihu.

$$k_s = \frac{F_v}{F} = \frac{\pi \cdot E \cdot J}{F \cdot l^2} = \frac{(\sqrt{2} \cdot \pi)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,185 \cdot 10^6}{7020 \cdot 6360^2} = \frac{1,735 \cdot 10^{13}}{2,84 \cdot 10^{11}} = 61 \quad (42)$$

Závěr

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh zdviže pro přepravu nákladu s výpočtem pohonu podavače palet a výpočtem pohonu zdvihu.

Při konstrukci byl brán zřetel na funkčnost celého zařízení a jednoduchost výroby. Podavač palet je navržen ze sériově vyráběných komponentů, které zaručují zaměnitelnost a rychlou dostupnost v případě potřeby. Rám zdvižného stolu, podavače palet a konstrukce pojezdu je navržena z běžně dostupných svařitelných ocelí. Rám zdvižného stolu je opatřen pojezdovými koly, u kterých se předpokládá největší opotřebení. Z tohoto důvodu umožňuje upevnění konzoly s koly posun pro vymezení vůle pojezdu. Motor zdvihu je dostatečně dimenzován pro provoz v režimu S3-40% který předpokládá, že při jednom cyklu zařízení nebude motor zdvihu v provozu déle, jak 40% celkové doby zdvihu. Zbylá doba je nutná pro ochlazení motoru. V případě nutnosti snížení celkové doby zdvihu by bylo nutné doplnit hnací jednotku zdvihu o nucené chlazení.

Konstrukční návrh je vyhotovený v 3D CAD systému *ProENGINEER*. Celkové rozměry a rozměry pro kotvení jsou uvedeny výkrese sestavy v příloze.

Seznam použitých zdrojů

- [1] – ROLLCONTECH, s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2012-04-20]. Dopravní válečky poháněné. Dostupné z WWW: <http://www.rollcontech.cz/soubory/122cz3.pdf>
- [2] – KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] – BUREŠ, Jiří. *Valivé tření, Rameno valivého odporu* [online]. 2002 [cit. 2012-04-21]. Dostupné z WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [4] – TOS ZNOJMO, a.s. [online]. Datum aktualizace: 12.04.2012 [cit. 2012-04-21]. Šnekové převodovky RT/MRT. Dostupné z WWW: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/index.htm>
- [5] – BLICKLE, a.s. [online]. 01.05.2010 [cit. 2012-04-21]. Kola a kladky pro paletovací vozíky. Dostupné z WWW: <http://www.blickle.cz/produkte/HTH-80x80-20-80K.html>
- [6] – Zdviž, *Wikipedia : otevřená encyklopedie*. [online]. 13.04.2012 [cit. 2012-05-06]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Zdvi%C5%BE>
- [7] – GATES, s.r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-04-21]. Brožury produktů. Dostupné z WWW: http://www.gates.com/Czech/file_display_common.cfm?thispath=Czech%2Fdocuments_module&file=20102_E16_POLY%20CHAIN%20GT2.pdf&location_id=18016
- [8] – VUES BRNO, s.r.o. [online]. 2007 [cit. 2012-04-21]. Stroje s permanentními magnety. Dostupné z WWW: http://www.vues.cz/doc/CZ_SVM170_____070924.PDF?docid=43
- [9] – KAPLAN, Bohumil. [online]. 2012 [cit. 2012-04-21]. Inovativní řešení zvedacích a manipulačních systémů. Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/inovativni-reseni-zvedacich-a-manipulacnich-systemu.html>
- [10] – JANÍČEK, P.; ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J.; BURŠA J. *Mechanika těles*. 3. vydání. Brno : CERM, 2004. 285 s. ISBN 80-214-2592-X
- [11] – TYMA CZ, s.r.o. [online]. 2004 [cit. 2012-05-06]. Ploché řemeny POLYFLAT. Dostupné z WWW: <http://www.tyma.cz/produkty/remeny/ploche/polyflat/>
- [12] – TYMA CZ, s.r.o. [online]. 2004 [cit. 2012-05-06]. Základní údaje. Dostupné z WWW: <http://www.tyma.cz/files/katalogy/polyflat-deu-grundinformationen.pdf>
- [13] – TYMA CZ, s.r.o. [online]. 2004 [cit. 2012-05-06]. Parametry, způsoby upevnění. Dostupné z WWW: <http://www.tyma.cz/files/katalogy/polyflat-deu-eng-leistungsdaten-power-rating.pdf>
- [14] – Mlog Logistics GmbH. [online]. 2012 [cit. 2012-05-12]. Vertical Conveyor Dostupné z WWW: <http://www.kardex-mlog.com/en/products-mlog/conveyor-systems/vertical-conveyor.html>

[15] – LEINVEBER Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky* 4. vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

Seznam použitých zdrojů

symbol	význam	jednotka
b	Vnitřní šířka nosníku podavače palet	[m]
B	Šířka nosníku podavače palet	[m]
D	Průměr řemenice motoru zdvihu	[mm]
D_v	Vnější průměr válečku	[mm]
E	Modul pružnosti oceli	[Mpa]
F	Zatížení sloupu	[N]
F_1	Síla působící na pojezdová kola spodní	[N]
F_2	Síla působící na pojezdová kola horní	[N]
F_{cv}	Zatížení hřídele motoru	[N]
F_m	Síla od hmotnosti přepravovaného nákladu	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
F_o	Pasivní odpor	[N]
F_{oz}	Pasivní odpor od hmotnosti zvedaného břemene	[N]
F_r	Síla od hmotnosti zdvižného rámu	[N]
F_v	Kritická síla zatížení sloupu	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Vnitřní výška nosníku podavače palet	[m]
H	Výška nosníku podavače palet	[m]
i	Převodový poměr šnekové převodovky	[-]
i_v	Poloměr kvadratického momentu průřezu nosného sloupu	[mm]
J	Polární moment profilu sloupu	[mm ⁴]
k	Počet válečků	[-]
k_n	Bezpečnost nosníku podavače palet	[-]
k_s	Bezpečnost nosného sloupu	[-]
l	Délka sloupu	[m]
l_v	Délka nosníku podavače palet	[m]
L_p	Délka europalety	[mm]
L_v	Délka válečku	[mm]
M	Moment motoru zdvihu	[Nm]
M_1	Moment od zatížení podavače palet	[Nm]
M_2	Moment od hmotnosti motoru podavače palet	[Nm]
M_3	Moment od hmotnosti zdvižného rámu	[Nm]
m_{max}	Maximální hmotnost přepravovaného nákladu	[kg]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
M_p	Krouticí moment na výstupu převodovky	[Nm]
m_v	Hmotnost válečku	[kg]
n_m	Otáčky motoru zdvihu	[ot.min ⁻¹]
n_p	Otáčky na výstupu na převodovce podavače palet	[ot.min ⁻¹]
n_v	Otáčky válečku	[ot.s ⁻¹]

P_{skut}	Skutečný výkon podavače palet	[W]
P_{teo}	Teoretický výkon podavače palet	[W]
P_{tz}	Teoretický výkon motoru zdvihu	[W]
q_{max}	Maximální celkové zatížení podavače	[kg]
q_v	Zatížení připadající na jeden váleček	[kg]
s	Poloměr řemenice motoru zdvihu	[mm]
S	Plocha průřezu sloupu	[mm ²]
S_s	Skutečná rozteč podávacích válečků	[mm]
s_t	Teoretická rozteč válečků	[mm]
T_p	Tolerance polohy paleta na podavači	[mm]
v_p	Rychlost podavače palet	[m.s ⁻¹]
v_z	Rychlost zdvihu	[m.s ⁻¹]
W	Modul průřezu v ohybu	[m ³]
α	Charakteristická rovnice uložení nosného sloupu	[-]
η	Účinnost řemenového převodu	[-]
λ	Štíhlost prutu	[-]
λ_M	Mezní štíhlost prutu	[-]
ζ	Rameno valivého odporu	[m]
ζ_z	Rameno valivého odporu pojezdových kol	[m]
σ	Napětí v ohybu	[Mpa]
σ_K	Mez kluzu oceli 11 375	[Mpa]
ω_v	Úhlová rychlost válečku	[rad.s ⁻¹]